毕 业 设 计

**题 目 氧气冷却器设计**

**学生姓名 黄晓雪 学号 17210060108**

**专业班级 17 过程装备与控制工程1班**

**指导教师 张舒 职称 讲师**

2022年05月30日

机械与电气工程学院

**氧气冷却器设计**

机械与电气工程学院 过程装备与控制工程专业 17级 1班 作者：黄晓雪

指导老师：张舒

摘要

换热设备是化工、医药、制冷等行业中普遍应用的典型工艺设备，用来实现热量传递。在实际生产过程中，根据工艺要求，换热器可以细分为加热器、冷却器、蒸发器、再沸器等。在本设计中氧气冷却器是用水冷却氧气，使其达到所需温度。

本设计主要根据已给工艺参数和要求进行氧气冷却器设计。首先根据物性参数进行工艺计算，包括有效平均温差、传热面积、管壳程压降计算等。然后进行结构设计，确定壳体、管箱、换热管、折流板、拉杆、定距管、法兰、鞍座等零部件的结构和尺寸。并进行了强度计算，如筒体、管箱、管板校核、开孔补强计算等，以确保冷却器的安全可靠运行。

关键词： 氧气冷却器 结构设计 强度校核

**Design of oxygen cooler**

**Abstract**

Heat transfer equipment is a typical process equipment widely used in chemical, pharmaceutical, refrigeration and other industries to achieve heat transfer. In the actual production process, according to the technical requirements, the heat exchanger can be subdivided into heaters, coolers, evaporators, reboilers and so on. In this design, the oxygen cooler uses water to cool the oxygen and makes it steady at the desired temperature.

Based on the process parameters and requirements, the oxygen cooler was designed in this paper. Firstly, process calculation was carried out according to physical parameters, including effective average temperature difference, heat transfer area, and pressure drop on the shell and tube side. Then the structure and size of the shell, channel, heat exchange tube, baffle, tie rod, distance tube, flange, saddle and other parts were determined in the structural design. Finally, the strength calculations, such as cylinder, channel, tube sheet check, and opening reinforcement calculation, were completed to ensure the safe and reliable operation of the cooler.

**Keywords:** Oxygen cooler Structure design Strength calculations

**目 录**

[第一章 绪论 1](#_Toc25434)

[1.1 课题背景 1](#_Toc20405)

[1.2 国内外研究现状 1](#_Toc27081)

[第二章 传热设计 3](#_Toc2960)

[2.1 设计参数 3](#_Toc28134)

[2.2 定性温度及物性参数 3](#_Toc26839)

[2.1.1 定性温度的计算 3](#_Toc26456)

[2.1.2 物性参数的确定 3](#_Toc24135)

[2.3 传热面积估算 4](#_Toc8409)

[第三章 冷却器的工艺计算 6](#_Toc9971)

[3.1 冷却器的工艺结构 6](#_Toc8038)

[3.2 冷却器的主体结构 7](#_Toc31030)

[3.3 冷却器的热量校核 9](#_Toc14331)

[3.3.1 管程 9](#_Toc5633)

[3.3.2 壳程 10](#_Toc28698)

[3.3.3 污垢热阻与管壁热阻 11](#_Toc31679)

[3.3.4 总传热系数 11](#_Toc26547)

[3.3.5 确定冷却器的换热面积 11](#_Toc8481)

[3.4 冷却器内流体的流动阻力 12](#_Toc16167)

[3.4.1 管程流动阻力 12](#_Toc32661)

[3.4.2 壳程流动阻力 12](#_Toc17016)

[第四章 冷却器结构与强度设计 14](#_Toc12857)

[4.1 壳体与管箱厚度的确定 14](#_Toc10982)

[4.1.1 确定本换热器中壳体和管箱用材 14](#_Toc21886)

[4.1.2 壳体厚度计算 14](#_Toc4745)

[4.1.3 壳体厚度校核 15](#_Toc29920)

[4.1.4 管箱厚度计算与校核 16](#_Toc20904)

[4.2 补强计算 20](#_Toc32600)

[4.2.1 壳程流体进出口接管开孔补强 20](#_Toc31710)

[4.2.2 管程流体进出口接管开孔补强 22](#_Toc16507)

[4.3 管束与换热管 24](#_Toc9034)

[4.3.1 换热管尺寸及材料选择 24](#_Toc2906)

[4.3.2 管子的排列方式 24](#_Toc31326)

[4.3.3 管束分程 25](#_Toc28069)

[4.3.4 分程隔板 26](#_Toc28938)

[4.3.5 管板与管束的连接方式 27](#_Toc13469)

[4.4 防冲板 28](#_Toc4178)

[4.4.1 壳程防冲板 28](#_Toc6869)

[4.4.2 管程防冲板 28](#_Toc12184)

[4.5 折流板 28](#_Toc27867)

[4.6 旁路挡板 29](#_Toc14618)

[4.7 拉杆 30](#_Toc9274)

[4.8 膨胀节 31](#_Toc8049)

[4.9 法兰选型 32](#_Toc13174)

[4.9.1 管程接管法兰选型 32](#_Toc29726)

[4.9.2 壳程接管法兰选型 33](#_Toc21226)

[4.9.3 排气（液）接管法兰选型 34](#_Toc20328)

[4.9.4 管箱法兰、筒体法兰选型 35](#_Toc23996)

[4.10 管板计算 36](#_Toc31752)

[4.10.1 管板连接方式 36](#_Toc1852)

[4.10.2 管板计算 36](#_Toc11653)

[4.11 接管位置 47](#_Toc13417)

[4.12 支座的设计和选型 49](#_Toc32305)

[第五章 结论 52](#_Toc25202)

[致 谢 53](#_Toc6675)

[参 考 文 献 54](#_Toc2669)

1. **绪论**

**1.1 课题背景**

节约能源和环境保护是当今世界的主流发展意识，即尽可能的减少能源消耗和污染，增加能源利用率。在化工、制冷、动力等行业中换热器得到广泛应用，且起到重要的作用。随着国内科学技术的发展，对于工业中环保和能耗的要求不断提高，因此对换热器的要求也在日益加强。国内外对换热器的设计、结构更新、工艺改进等方面的研究都十分活跃，许多新兴换热器应势而生。

水是生活中十分常见的液体。利用水进行工艺改进在今天被用于各个方面。当前蒸发式冷却器的机械负荷是其高能耗的主要来源，促使我们寻找更好的方法来提高蒸发冷却器的能源生产、水的熟练利用。上述问题在对氧气冷却器的设计过程时都需要考虑在内。

**1.2 国内外研究现状**

氧气冷却器是采用水作为换热介质的换热设备。由于全年环境温度的变化比较大，因此氧气冷却器的降温效果受到很大影响。氧气冷却器设计温度的选取，不仅会影响换热效果，也会影响设备的初次投资费用。在氧气冷却器设计中，将工艺介质出口温度与设计温度的温度差作为确定氧气冷却器换热面积的重要依据。当温度差较小时，氧气冷却器的换热面积将增大。

氧气湿度和温度对水分蒸发效率有较大影响。人们普遍怀疑氧气介质冷却技术是否适合潮湿的气候，以及公众对冷却用水量的关注。经过试验分析，通过对全年实际天气数据的详细统计，发现任何空调设备在大部分冷却时间内都必须对室外空气进行除湿，以满足湿度要求。因此，与传统的机械冷却相比，水冷却的优越性将更加突出。

在材料方面，通过采用超性能湿材料层，创新的换热器和间歇供水方案，实现了显著提高的能源效率(即性能系数，与现有的同类型氧气冷却器相比，它的电能消耗要低得多）较低的进气相对湿度有利于提高冷却器的冷却效率，而较低的冷却输出有利于提高冷却器的COP（能源转换效率之比）和冷却效率(包括湿球效率和露点效率)。

作为热回收装置的间接氧气冷却器研究，安排了逆流和交叉流配置，对换热器产品风道的冷凝过程进行分析，讨论了与水汽凝结有关的几个方面，分析了影响冷凝过程的因素，通过实验数据和试验站实测数据，研究结果表明，逆流式机组的显冷潜力和潜冷潜力均高于交叉流及顺流式机组。

氧气冷却已被证明比机械气体压缩制冷具有更高的效率，它具有巨大的节能潜力，也是一种环境友好的水冷却系统解决方案。为改善其性能，有研究提出了一种在湿槽表面涂覆尼龙纤维的小尺寸逆流冷却器，结果表明，其具有较好的冷却性能，即聚苯乙烯 + 尼龙纤维(PS + NL)。此外，逆流PS + NL蒸发冷却器可以在提供相同的介质流量的同时减少冷却器的尺寸和重量，这将是住宅预冷或空调的一个很好的解决方案，提高制冷系统的能效。在本设计中就选用了逆流形式。

如上所说，氧气冷却器在食品、医疗、化工等行业中具有十分重要的地位，且具有广阔的发展前景，做好氧气冷却器的创新、运行工作对医疗与化工等工艺设备达到高质量、高效率、低能耗运行及提高生活质量、便捷方面都有着不可替代的作用。近年来，氧气冷却器偏向于新材料的研发和冷却效率的提高，供水流动方案对效率的影响等[1-6]。

1. **传热设计**

在换热器选型时，换热介质的种类、黏度等物理性质，以及腐蚀性、热敏性等化学性质，对其选择有很大影响。根据上述内容考虑初步确定换热器选型为固定管板式换热器，管子规格选型为，由《过程设备设计》[7]首先假设的壳程水的流速为：1.0m/s，管程氧气的流速为：30m/s。

**2.1 设计参数**

换热器的设计原则是要保证满足工艺要求，操作上可靠，结构上尽量轻巧简便，维修简便等，在本换热器的工艺计算中，已知的设计参数如下表2-1所示：

表2-1设计参数表

|  | 壳程 | 管程 |
| --- | --- | --- |
| 设计压力/MPa | 0.5 | 0.4 |
| 工作压力/MPa | 0.3 | 0.2 |
| 设计温度/°C | 60 | 160 |
| 工作温度/°C（进出口温度） | 35/40 | 140/35 |
| 介质 | 水 | 氧气 |
| 流量/Kg/h | 140000 | / |
| 设计寿命/年 | 20 | |

**2.2 定性温度及物性参数**

2.1.1 定性温度的计算

首先确定定性温度，以下分两步：

第一步，计算对于水的定性温度：

 （2-1）

第二步，计算对于氧气的定性温度：

 （2-2）

2.1.2 物性参数的确定

根据确定的定性温度，分别从GB/T151-2014《热交换器》[8]中查取到的壳程和管程流体的相关物性数据如下表2-2：

表2-2介质的物性参数表

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 介质 | 水（壳程） | 氧气（管程） |
| 温度/℃ | 38℃ | 88℃ |
| 密度kg/ | 993.00 | 2.061 |
| 定压比热容kJ/(kg ∙ ℃) | 4.178 | 0.922 |
| 导热系数W/(m ∙ ℃) | 0.618 | 0.031 |
| 黏度Pa ∙ s | 6.814× | 2.380×10-5 |
| 普朗特数 | 4.528 | 0.690 |

**2.3 传热面积估算**

1）水的热负荷与氧气的流量的计算

①根据《化工原理课程设计》[9]中公式计算水的热负荷：

 （2-3）

式中：*Q0*——传热速率（即热负荷），W；

*m0*——水的质量流量，kg/s；

*Cpo*——水的平均定压比热容，J/(kg·℃)；

*t0*——冷流体的温度，℃。

②计算管程冷却氧气的流量：

 （2-4）

式中：*mi*——氧气的质量流量，kg/s；

*Cpi*——氧气的平均定压比热容，J/(kg·℃)；

*ti*——热流体的温度，℃。

③传热温差的计算

本换热器按照逆流方式进行传热，计算对数平均传热温差：

 （2-5）

④总传热系数K的假设

根据GB/T151-2014《热交换器》[8]中的附录A假设本换热器的总传热系数K为250W/()。

⑤传热面积*S*估算

根据式子

 （2-6）

式中*Q*——传热速率（即热负荷），W；

*K*——总传热系数，W/（m2·℃）；

——平均温度差，℃。

考虑到25%的面积裕度，则传热面积

1. **冷却器的工艺计算**

**3.1 冷却器的工艺结构**

1）换热器选材和换热管直径的确定

考虑到本次设计的为空分流程中氧气冷却器的设计，由最初给定的参数，综合考虑管壳程的腐蚀性等因素，管子的材料选择20号钢，管内的氧气为洁净的流体，故选用最常用的规格的换热管。

2）计算单程管子数

已知氧气的质量流量，由知体积流量*V*

即

 （3-1）

本换热器采用单壳程双管程结构，则

（3-2）



式中：*ns*——单程的管子数量

*di*——传热管的内径，m；

*u*——管内的流体流速，m/s。

3）一般为了增强传热，需要采用多壳程或多管程的换热器形式，使平均传热温差计算较为复杂，这就需要计算出校正的平均传热温差校正系数：

 （3-3）

 （3-4）

假设按照单壳程、双管程结构查GB150-2014[8]中图B.3可查得温度差的修正系数*F*=0.8。

由此可知本换热器的平均温差为：

 （3-5）

4）单程传热管长度与管程数

按单管程计算所需要的换热管长度*L*，即

 （3-6）

由于计算出的传热管长度过短，根据实际情况选择的传热管长度为*L*=6m，那么设计的换热管的管程数为。

从而可以知道传热管的总根数。

5）确定本换热器的壳程数量

由于壳程流体为水，流量为1m/s，所以选择单壳程。

6）排列管束

因为壳体的流体为水，比较清洁，不需经常清洗管壁，故管子在管板上的排列选用较为紧密的正三角形排列。

7）管心距计算

在管板上两个管子中心的距离为管心距，由于管子选用了焊接方式进行固定，相邻的两个管子不能焊接的过近，一般采用（其中*d0*为管子的外径）计算，可知

8）确定壳体的直径

由管板的直径可以确定壳体的内径，即

 （3-7）

式中 *Di*——壳体内径，mm；

*t*——管心距

*Np*——换热器的总管数

9）横过管束中心线的管束

因为管子按照正三角形排列，所以



由实际情况取为44。

**3.2 冷却器的主体结构**

1）在本次换热器的设计中，采用双管程单壳程的形式，壳程选用E型分程形式。

2）管板

管板的设计是为了排布换热管，同时将壳程和管程分隔开，由于本换热器选用的为固定管板式换热器，所以采用不可拆的连接方式，直接将筒体两端的管板焊接于壳体上。

3）管箱和封头

换热器管内的流体进出口的空间为管箱，一般在清洗、检修的时候要拆卸管箱，所以管箱设计要求便于清洗。

对于封头的设计，一般选择封头的形式为椭圆型封头，具体的计算内容见第三章。

4）折流板（单弓形，折流板缺口水平上下布置）

①高度

本次换热器选择弓形的折流板，一般情况下其缺口的高度应该是换热器内径的25%，则折流板缺口高度为：。

②折流板间距

根据GB151-2014《热交换器》[8]相关规定，挡板间距最小间隔不得小于/5，且不得小于50mm，故取折流挡板间距。

③折流板数

折流板数为：

 （3-8）

根据实际画图确定折流板的数量为12块。

④折流板厚度

由表3-1取折流板厚度为10mm。

表3-1折流板或支持板的最小厚度

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 公称直径DN | 折流板间距L | |
| 小于300 | 300 |
| 折流板或支撑板的最小厚度 | |
| 700900 | 5 | 6 |
| 9001500 | 6 | 8 |
| 1500~2000 | — | 10 |

5）确定换热器的接管

①确定介质水的进出口的接管（壳程）：先确定接管内的介质流体速度为*u0*=1.0m/s，则内径为：

 （3-9）

根据算出的*d*1，确定选取为273mm。根据GB8163-87[10]中标准选用输送流体用无缝钢管规格，的20号无缝钢管。根据JB/T 4736-2002[11]查得伸出长度为200mm。

②确定介质氧气的进出口的接管（管程）：先确定接管内的介质流体速度为，则内径为：



（3-10）

根据算出的*d2*，确定选取为610mm。根据GB8163-87中标准选用输送流体用无缝钢管规格，的20号无缝钢管。根据JB/T 4736-95[11]查得伸出长度为250mm。

**3.3 冷却器的热量校核**

3.3.1 管程

（1）流通截面积  
  （3-11）

（2）管内氧气流速

 （3-12）

与假设氧气流速相同，则假设符合。

（3）雷诺数：  
 （3-13）

（4）查物性参数表得出，普朗特数

（5）对流传热系数

因为管程流体雷诺数，，L/d＞50，则管程对流传热系数为：

** （3-14）

其中，根据《过程设备设计》[7]，管程氧气流体被冷却，故n=0.3。

3.3.2 壳程

（1）壳程的当量直径

换热管的管束按照正三角形布置，对于输送水的壳体当量直径：

 （3-15）

（2）壳程的通水截面积

 （3-16）

（3）壳程水流速

 （3-17）

（4）雷诺数

 （3-18）

（5）查物性参数表得普朗特数



（6）对流传热系数

已知壳程液体为水且被加热，故

 （3-19）

由于本固定管板式换热器内装有单弓形挡板，对流传热系数计算如下：

 （3-20）

3.3.3 污垢热阻与管壁热阻

查《热交换器》[8]知：

水的污垢热阻为：

氧气的污垢热阻为：

管壁材料为Q345R，根据GB/T151-2014《热交换器》[8]附录F知，工作环境下的管壁的导热系数为：。

3.3.4 总传热系数

由《过程设备设计》[7]中计算式得

（3-21）

3.3.5 确定冷却器的换热面积

理论换热面积：

 （3-22）

该冷却器的实际换热面积：

（3-23）



由此算出的面积裕度为

 （3-24）

因为*H*满足要求，故本冷却器可以满足空分流程中的氧气冷却需要。

**3.4 冷却器内流体的流动阻力**

3.4.1 管程流动阻力

 （3-25）

式中：*Np*——管程数；

*Ns*——串联的壳程数；

*Ft*——管程污垢校正系数；

*ΔPL*——非间接摩擦阻力造成的压力损失，MPa；

*ΔPr*——弯曲处阻力引起的压力损失，MPa；

（1）雷诺数*Rei*=51958

（2）直管阻力损失

根据《过程设备设计》[7]取管道绝对粗糙度为e=0.15mm，所以e/d=0.15/20=0.0075，再由，查莫迪摩擦系数图知，管流摩擦系数，故

（3-26）

（3）回弯阻力损失

回弯阻力损失可由经验公式估算



（3-27）



（3-28）

（4）管程压力降

 （3-29）

由《过程设备设计》[7]，相关系数取值如下：对管子取*Ft*=1.4；管程数*Np*=1；串联的壳程数*Ns*=1。

3.4.2 壳程流动阻力

 （3-30）

式中：Ns——串联的壳程数；

Ft——壳程污垢校正系数，液体取1.15；

——水非纵向通过换热的管束压力损失，MPa；

——水经过折流档板缺口的压力损失，MPa；

其中雷诺数，流体横向通过管束的压降与流体通过折流板缺口的压降

 （3-31）

 （3-32）

壳程压强降

 （3-33）

管程的压力降为0.0146MPa＜*Pa*/10=0.04MPa

壳程的压力降为0.033MPa＜*Pa*/10=0.05MPa

综上所述，本换热器的压力降数值符合要求。

1. **冷却器结构与强度设计**

**4.1 壳体与管箱厚度的确定**

4.1.1 确定本换热器中壳体和管箱用材

由换热器的设计条件可知，给定的管程和壳程设计压力分别为0.4MPa，0.5MPa，给定的管程和壳程设计温度分别为160℃，60℃。另外因为该换热器使用的场合无特殊要求，并且一般换热器的常用的材料有碳钢和不锈钢，所以根据GB150-2011《压力容器》[12]中材料选用的相关规定，综合考虑选择换热器壳体和管箱材料为Q345R。

4.1.2壳体厚度计算

（1）计算厚度

查《过程设备设计》[7]附录D知Q345R在设计温度60℃时许用应力，根据GB/T151-2014《热交换器》[8]壳体计算厚度公式可按如下计算：

 （4-1）

式中：——Q345R在60℃时的许用应力，Mpa，；

——焊缝参数，选用双面焊缝，无损检测比例为100%，得*φ*=1；

*Pc*——设计压力，Mpa;

（2）设计厚度

** （4-2）

式中腐蚀裕量*C*2，对于氧气冷却器，无特殊的腐蚀情况，且采用的为材料为Q345R，腐蚀裕量*C*2不小于1mm，可取腐蚀裕量。

（3）名义厚度

** （4-3）

式中，对于材料为Q345R的换热器，取钢板厚负偏差。

（4）取圆整后名义厚度为。

（5）有效厚度

** （4-4）

根据《热交换器》[8]表3-1可知，壳体的直径为1600mm的前提下的最小厚度为14mm，则正好满足设计要求。

表4-1碳素钢获低合金钢圆筒的最小厚度

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 公称直径 | 400700 | ＞8001000 | ＞11001500 | ＞16002000 | ＞20002600 |
| 浮头式 | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 |
| U形管式 | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 |
| 固定管板式 | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 |

4.1.3 壳体厚度校核

（1）耐压试验压力

根据《过程设备设计》[7]式（4-94）计算：

** （4-5）

式中——压力容器设计压力，MPa；

——耐压试验压力，MPa；

——Q345R在50℃时的许用应力，MPa；

——试验时换热器管壁温度下材料的需用应力，MPa。

（2）耐压试验时容器强度校核

对壳体厚度的校核，根据《过程设备设计》[7]式（4-96），保证耐压实验时容器材料处于弹性状态，在耐压试验前必须进行薄膜应力校核：

** （4-6）

式中——试验压力下的圆筒的应力，MPa；

——有效厚度，mm。

进行液压实验强度校核时，应满足的要求：

**

水压试验合格，故满足设计要求。

4.1.4 管箱厚度计算与校核

换热器两端的封头称做管箱，它是由封头、短节和法兰构成。本次设计选用的为固定管板式换热器，前端管箱与后端管箱的形式相同，故不需要分别计算与校核。

（1）封头

1）封头厚度计算

封头设计时，一般优先选用封头标准中推荐的形式和参数，根据工艺条件的要求，制造的难易程度等决定封头的选型，之后可以根据封头的承载外力的状况来进行稳定性和强度的计算，从而可以知道一个适当的厚度。

椭圆形封头是由半个椭圆面和短圆筒组成，由于本换热器为低压容器，故选用椭圆形封头作为前端管箱封头。椭圆形封头一般选用长短轴比值为2的标准型。

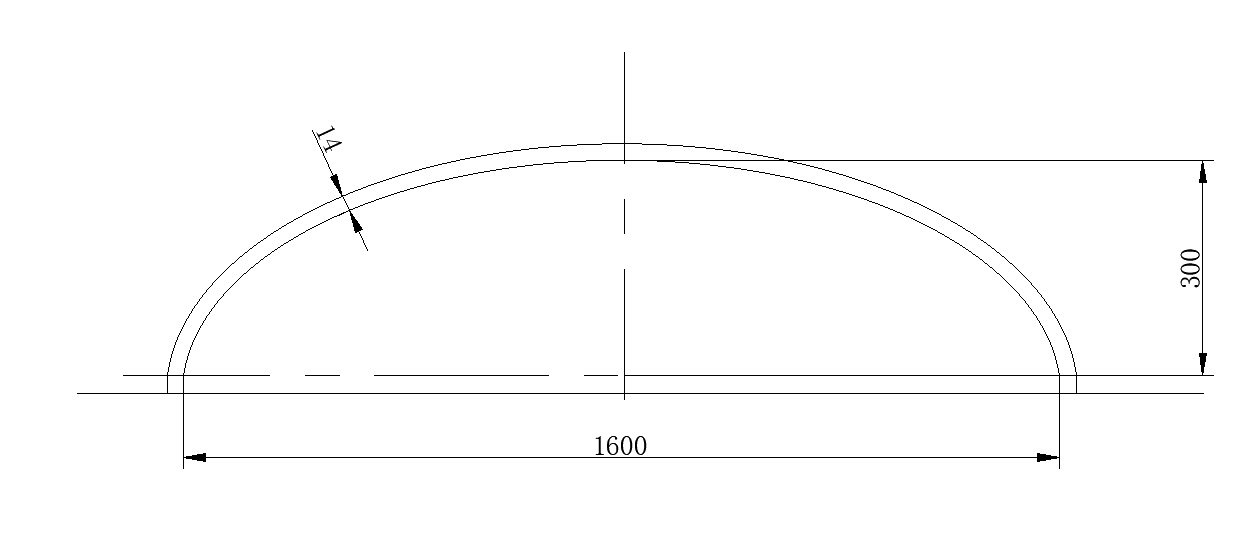


图4-1椭圆形封头

表4-2椭圆形封头常量

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 公称直径  DN/mm | 总深度  H/mm | 内表面积  A/m2 | 容积  V/m3 | 封头质量/kg | | |
| 钢板名义厚度/mm | | |
| 10 | 12 | 14 |
| 1400 | 375 | 2.2346 | 0.3977 | 172.7 | 208.0 | 243.5 |
| 1500 | 400 | 2.5568 | 0.4860 | 197.4 | 237.6 | 278.1 |
| 1600 | 425 | 2.9007 | 0.5864 | 223.7 | 269.2 | 315.0 |

①计算厚度

查《过程设备设计》[7]附录D知Q345R在设计温度160℃时许用应力=189MPa。厚度计算根据GB150-2011[12]椭圆形封头计算厚度可按下式计算：

**  （4-7）

式中*K*——椭圆形封头系数，计算如下：

 （4-8）

②设计厚度

**（4-9）

式中腐蚀裕量*C*2，对于氧气冷却器，无特殊的腐蚀情况，且采用的为材料为Q345R，腐蚀裕量*C2*不小于1mm，可取腐蚀裕量*C2*=1.7mm。

③名义厚度

** （4-10）

式中，对于材料为Q345R的换热器，取钢板厚负偏差 =0.30mm。

取圆整后名义厚度为。

④有效厚度

** （4-11）

GB150-2011《压力容器》[12]中规定K﹤1的椭圆形封头的有效厚度不小于封头内直径的0.15%，即，计算可得满足要求。

2）封头厚度的校核

①耐压试验压力

根据《过程设备设计》[7]式（4-94）计算：

**

式中——压力容器设计压力，MPa；

——耐压试验压力，MPa；

——Q345R在160℃时的许用应力，Mpa；

——试验时换热器管壁温度下材料的需用应力，Mpa。

②耐压试验时容器强度校核

对壳体厚度的校核，根据《过程设备设计》[7]式（4-96），保证耐压实验时容器材料处于弹性状态，在耐压试验前必须进行薄膜应力校核：

**

式中——试验压力下的圆筒的应力，MPa；

**——有效厚度，mm。

进行液压实验强度校核时，应满足的要求：

**

水压试验合格，故满足设计要求。

（2）管箱短节圆筒

1）管箱短节圆筒厚度计算

对于管箱的短节圆筒体厚度的计算,由于筒体的内径为1600mm，因此选择的管箱的内直径为1600mm。

①计算厚度

查《过程设备设计》[7]附录D知Q345R在设计温度60℃时许用应力，



根据GB150-2011《压力容器》[12]壳体计算厚度公式可按如下计算：

** （4-12）

式中：——Q345R在60℃时的许用应力，Mpa；

——焊缝参数，选用双面焊缝，无损检测比例为100%，得φ=1；

*PC*——设计压力，Mpa。

②设计厚度

** （4-13）

式中腐蚀裕量*C2*，对于氧气冷却器，无特殊的腐蚀情况，且采用的为材料为Q345R，腐蚀裕量*C2*不小于1mm，可取腐蚀裕量。

③名义厚度

**  （4-14）

式中，对于材料为Q345R的换热器，取钢板厚负偏差。

取圆整后名义厚度为。

④有效厚度

** （4-15）

根据GB/T151-2014《热交换器》[8]表3-1可知，壳体的直径为1600mm的前提下的最小厚度为14mm，则正好满足设计要求。

2）管箱短节圆筒厚度校核

①耐压试验压力

根据《过程设备设计》[7]式（4-94）计算：

**

式中——压力容器设计压力，MPa；

——耐压试验压力，MPa；

——Q345R在160℃时的许用应力，Mpa；

——试验时换热器管壁温度下材料的需用应力，Mpa。

②耐压试验时容器强度校核

对壳体厚度的校核，根据《过程设备设计》[7]式（4-96），保证耐压实验时容器材料处于弹性状态，在耐压试验前必须进行薄膜应力校核：

**

式中——试验压力下的圆筒的应力，MPa；

**——有效厚度，mm。

进行液压实验强度校核时，应满足的要求：



水压试验合格，故满足设计要求。

3）管箱短节圆筒长度计算

根据GB150-2011[12]中筒节长度的规定可知，组装筒体中，任何单个筒节的长度不得小于300mm，另外管程的接管位置由下文计算得出，因此可以取管箱的短节圆筒长度为900mm。

**4.2 补强计算**

4.2.1 壳程流体进出口接管开孔补强

根据《过程设备设计》[7]，当设计压力小于或等于2.5MPa时不需要另行补强的最大接管公称直径为89mm。而本换热器的壳程流体的进出口接管，选用的是的正火20号无缝钢管，

又知*C*1=0.3mm，*C*2=1.7mm，故需另行考虑其开孔的补强计算。

（1）确定壳程的开孔大小

对于水的接管内直径

开孔大小

通过开孔大小和壳程半径的对比，可以知道，对于水的接管开孔满足可以应用等面积补强的方法进行壳程流体水的接管开孔补强计算。

（2）壳程接管需要的补强面积计算

确定强度削弱参数（）:

由《过程设备设计》[7]附录D可知，设计温度60℃下的许用应力

** （4-16）

壳程的水流体接管的有效厚度是  
 （4-17）

对于接管需要的补强面积*A*:  
 （4-18）

（3）接管有效补强范围

①有效宽度 根据《过程设备设计》[7]计算*B*值

 （4-19）

 （4-20）

取大值，即。

②计算接管外侧有效高度：

** （4-21）

**

即**。

计算接管内测有效高度：

**

**

**。

（4）接管的有效补强面积确定

1）壳体多余金属面积

先确定其有效厚度

壳体多余金属面积：

（4-22）

2）接管多余金属面积

介质水的进出口接管计算厚度：



介质水的进出口接管多余金属面积：

** （4-23）

3）接管区焊缝面积：

** （焊脚高度一般选择为6.0mm）

4）有效补强面积：

**

5）确定是否需要额外补强  
 

由上式可知，为负值，可以不需要额外补强。

4.2.2 管程流体进出口接管开孔补强

根据《过程设备设计》[7]，当设计压力小于或等于2.5MPa时不需要另行补强的最大接管公称直径为89mm。而本换热器的管程流体的进出口接管，选用的是的正火20号无缝钢管，

又知*C*1=0.3mm，*C*2=1.7mm，故需另行考虑其开孔的补强计算。

（1）确定管程的开孔大小

对于水的接管内直径

开孔大小

通过开孔大小和壳程半径的对比，可以知道，对于氧气的接管开孔满足可以应用等面积补强的方法进行管程流体氧气的接管开孔补强计算。

（2）管程接管需要的补强面积计算

确定强度削弱参数（）:

由《过程设备设计》[7]附录D可知，设计温度60℃下的许用应力

**

管程的氧气流体接管的有效厚度是  


对于接管需要的补强面积*A*:  


（3）接管补强有效范围

①有效宽度 根据《过程设备设计》[7]计算*B*值





取大值，即。

②计算接管内测有效高度：

**

**

即**。

计算接管外侧有效高度：

**

**

**。

（4）接管的有效补强面积确定

1）壳体多余金属面积

先确定其有效厚度

壳体多余金属面积：



2）接管多余金属面积

介质氧气的进出口接管计算厚度：



介质氧气的进出口接管多余金属面积：

** （4-24）

3）接管区焊缝面积：

** （焊脚高度一般选择为6.0mm）

4）有效补强面积：

**

5）确定是否需要额外补强  
 

由上式可知，为负值，可以不需要额外补强。

**4.3 管束与换热管**

4.3.1 换热管尺寸及材料选择

由第二章中2.4换热器的工艺结构和GB/T8163-2018[10]可知初步选择的为无缝钢管规格的换热管。材料选择为20号钢。

4.3.2 管子的排列方式

（1）换热管的排列

换热管在管板上的排列原则是使换热管在换热器横截面上均匀而紧凑的分布，换热管管束的形式一般主要有正方形排列、正三角形排列。正三角形排列结构紧凑，但管外不易清洗。正方形排列易清洗但传热效果较差。转正三角排列则

能够提高传热系数。

本换热器由于壳体流体为水，比较清洁，不需要经常清洗管壁，故管子在管板上排列选用排列较为紧密的正三角形排列。

（2）换热管中心距的确定

换热管的中心距为，根据GB/T151-2014《热交换器》[8]查表可知分程隔板槽两侧相邻管中心距。具体表格如下：

表4-3换热管中心距

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| 换热管外径*d* | 22 | 25 | 30 |
| 换热管中心距*S* | 28 | 32 | 38 |
| 分程隔板槽两侧相邻管中心距 | 42 | 44 | 50 |

（3）布管限定圆

布管限定圆直径根据GB/T151-2014《热交换器》[8]中公式计算：

** （4-25）

其中*DL*——布管限定圆直径，mm；

*Di*——壳程圆筒内径，mm；

*b*——其值按表4-4选取，mm;

*b*1——其值按表4-5选取，mm;

*b*2——，mm;

*bn*——垫片宽度，其值按表4-5选取，mm。

表4-4 b的取值

|  |  |
| --- | --- |
| *Di* | *b* |
| 小于1000 | 大于3 |
| 1000~2600 | 大于4 |

已知壳程圆筒内径，则由上表可知。

表4-5 ,的取值

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| *Di* | *bn* | *b*1 |
| ≤700 | ≥10 | 3 |
| ＞700~1200 | 13 | 5 |
| ＞1200~2000 | 16 | 6 |
| ＞2000~2600 | 20 | 7 |

已知壳程圆筒内径，则由上表可知取，，则可知。

因此布管限定圆直径

**

4.3.3 管束分程

根据之前的热工计算可知，本冷却器的管程数等于2，由GB/T151-2014《热交换器》[8]可以确定该管程的分程样式，位于前端管箱隔板结构和位于后端管箱隔板结构如下图：

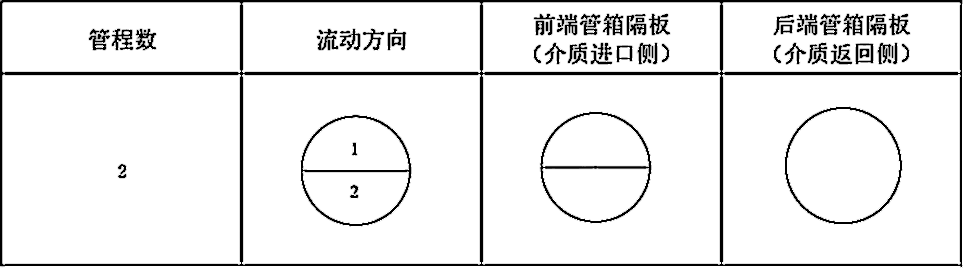


图4-2管束分程布置图

4.3.4 分程隔板

1. 分程隔板材料

本换热器分程隔板材料为Q345R板材。

1. 分程隔板计算厚度

对于本换热器来说，管箱中的分程隔板的根据GB/T151-2014《热交换器》[8]中可知其计算厚度：

** （4-26）

式中*b*——隔板结构的参数，参看下表3-6，mm；

*B*——参数，参看下表3-6；

**——分程隔板不同侧的压力差，MPa；

**——该隔板的计算厚度，mm；

**——选用的材料在设计温度下的许用应力，MPa。

表4-6管箱分程隔板

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 三边固定，一边筒支 | | 长边固定，短边筒支 | | 短边固定，长边筒支 | |
| a/b | B | a/b | B | a/b | B |
| 0.75 | 0.173 | 1.4 | 0.4860 | 1.4 | 0.5988 |
| 1.0 | 0.307 | 1.6 | 0.4963 | 1.6 | 0.6540 |
| 1.5 | 0.539 | 1.8 | 0.4971 | 1.8 | 0.6912 |

1. 分程隔板的名义厚度

分程隔板的最小厚度可以根据如下表4-7中的参数确定出来

表4-7管箱分程隔板的最小名义厚度

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| DN | 碳素钢和低合金钢 | 高合金钢 |
| ≤600 | 10 | 6 |
| ＞600~1200 | 12 | 10 |
| ＞1200~1800 | 14 | 11 |

管箱公称直径为1600mm，则可取分程隔板最小名义厚度。

1. 具体的隔板两端形式

相对应的隔板槽宽比分程隔板两端厚度要大2mm。可以选定其端部取值为10mm。

1. 分程隔板板槽

板槽设计应符合以下规定：

1）槽深不应小于4mm，且要大于垫片厚度；

2）槽宽应在8mm~14mm；

3）在分程隔板槽拐角的地方要进行倒角处理，一般可以倒为45度，按照图4-3进行，其中b值一般要不小于分程隔板中垫片的圆角半径R。

因此取槽的宽度为12mm，槽的深度为16mm，按照b=5mm，45度来进行

倒角处理。

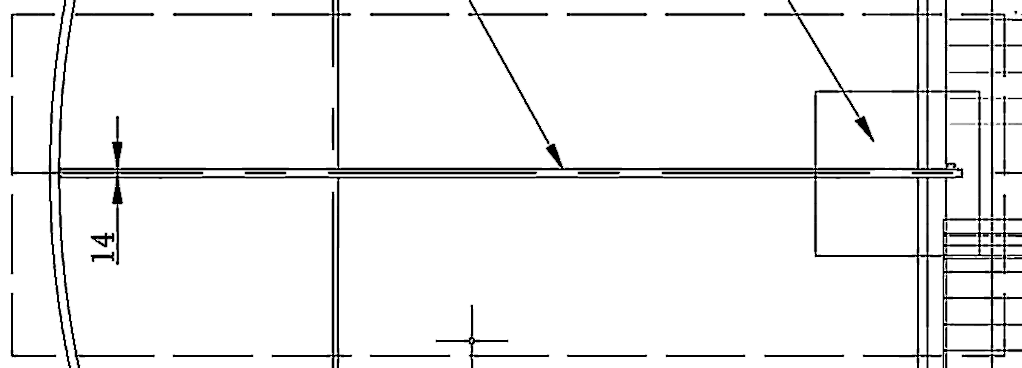


图4-3管板的分程隔板槽

4.3.5 管板与管束的连接方式

管板与管束的连接方式有多种情况，一般是强度胀接，强度焊接和胀焊并用，该换热器无较大震动，无缝隙腐蚀倾向且设计压力，设计温度和操作工况等条件满足强度焊的要求，故选用强度焊接的连接方式。

强度焊接的焊缝形式如下图

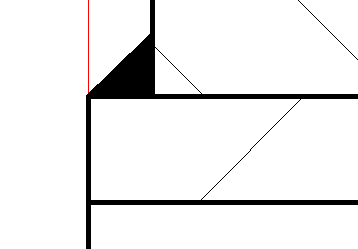


图4-4焊缝形式

由GB/T151-2014《热交换器》[8]查得当换热管为时，选取伸出长度，焊脚高度。选用焊接结构形式和尺寸为（a）型。

**4.4 防冲板**

4.4.1 壳程防冲板

对于本换热器，壳程流体为水，是有磨蚀的液体，则根据《热交换器》[8]可知

故不需要在壳程设置防冲板。

4.4.2 管程防冲板

管程流体为氧气，是无腐蚀的气体，因此不需要设置防冲板。

**4.5 折流板**

为了提高壳程流体的流速，改变了流体的流动方向，使得水可以横向冲刷管束，进而强化了传热，故要在换热器中安放折流板。对于本换热器还能起到支撑管束的作用，以防止换热管产生过大的挠度。

（1）折流板的选型和尺寸

折流板主要有单弓形，双弓形，和三弓形，本换热器选用单弓形水平折流板，折流板缺口水平上下布置，材料选用Q345R。

由第二章计算可知，弓形折流挡板缺口高度为：，折流板间距为，折流挡板数为12块，折流板厚度为10mm。

折流板外径和允许偏差如下表3-8可知，折流板的名义外径为：  


表4-8折流板名义外径和允许偏差

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| DN | 900~1300 | 1300~1700 |
| 名义外径 | DN-6 | DN-7 |
| 允许偏差上限 | 0 | 0 |
| 允许偏差下限 | -0.8 | -1.0 |

（2）折流板缺口的设计

因为该冷却器壳程为单相的清洁流体——冷却水，所以其缺口的设计要根据GB151-2014《热交换器》[8]中规定的情况，采取水平上下布置，因为壳程流体为水，考虑到不可避免会有少量气体混入，故选择在缺口朝下的折流板最高处开通气口，缺口高度为15mm~20mm，设定为20mm，开口90度。如下图4-5所示：

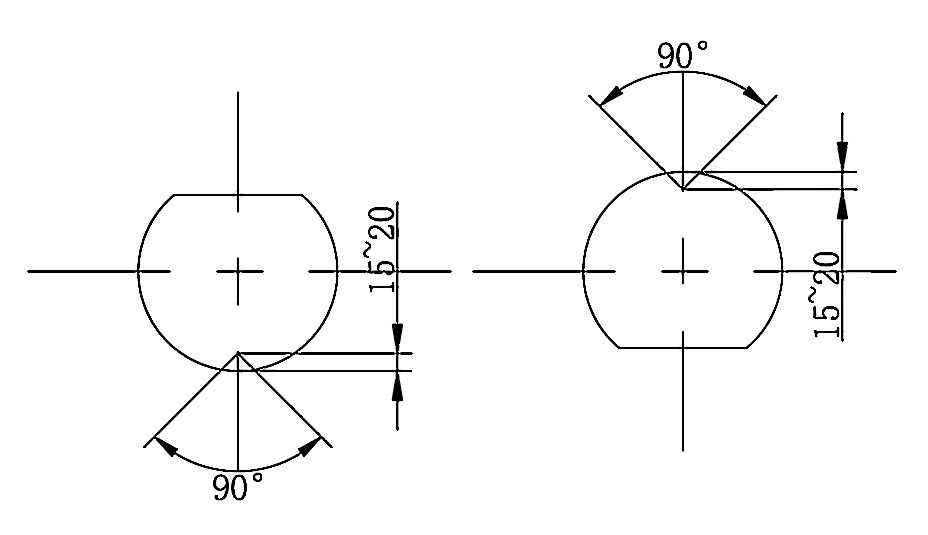


图4-5本换热器折流板缺口

（3）两头折流板的布置

对于在筒体内折流板一般平均分配在壳体内，但是对于两头的折流板在一般情况下要选择尽量靠近壳层的进液口和出液口处。靠近管板的折流板和管板的距离由下式计算：

 （4-27）

式中：*L*——靠近管板的折流板和管板的距离，mm；

*b*——管板的名义厚度，由管板计算可知为65mm；

*B*——折流板间距。

**4.6 旁路挡板**

为了防止短路的场合，应设置防短路结构，旁路挡板适用于防短路的场合，旁路挡板的设置要求为：

①当相邻的折流板的缺口间距不小于6个管心距时，换热管的最外面要设置两个旁路挡板；

②当不低于6个管心距时，每增加6个左右个管心距时需要另外加装两个旁路挡板。

由以上设计可知两个相邻的折流板的间距，而两个相邻的有缺口的折流板间距为。换热管的中心距为，易知两个折流板的缺口间距不小于6个管心距然而且另外所增的管心距大于6个小于14个，所以该换热器的换热管最外面需要设置4个旁路挡板，且采用与焊接在折流板上的方式，旁路挡板厚度取为10mm，宽度为100mm，长度为3800mm，材料选择为Q345R 具体的形式见下图4-6所示。

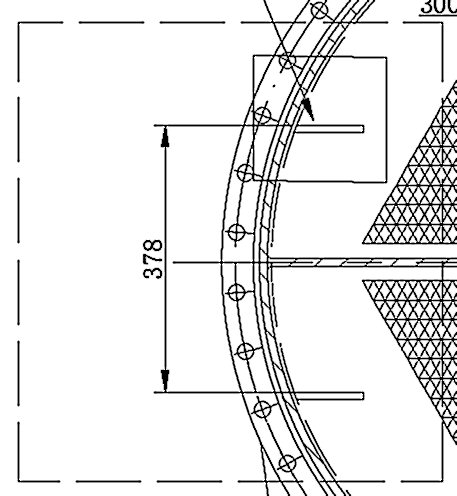


图4-6旁路挡板的布置图

**4.7 拉杆**

换热器外径*d*≤14mm，拉杆采用点焊结构。

（1）拉杆直径和数量

拉杆的直径和数量按下表4-9和4-10选取，则，数量为10个。材料为Q345R。

表4-9拉杆直径

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| 换热管外径*d* | 10≤d≤14 | 14＜d＜25 | 25≤d≤57 |
| 拉杆直径*d*0 | 10 | 12 | 16 |

表4-10拉杆数量

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| 拉杆直径*d*0/mm | 换热器公称直径*DN*/mm | | |
| 9001300 | 13001500 | 15001800 |
| 10 | 12 | 16 | 18 |
| 12 | 10 | 12 | 14 |
| 16 | 6 | 8 | 10 |

（2）换热器的拉杆结构与尺寸

在定位拉杆时，要尽量选择在管束的外边缘处，而且要使得拉杆在通过每一个折流板的数量不小于3个，根据之前所选择的管束的外径是25mm，因此由GB151-2014《热交换器》[8]可以知道，本冷却器采用螺纹连接结构的拉杆，如下图3-13所示，拉杆和管板连接端的拉杆螺纹长度计算如下式：  
  （4-28） 式中，。

具体的结构尺寸大小表3-11确定。查得，。确定对应的拉杆螺母，其材料为40Cr。

表4-11螺纹拉杆尺寸

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| 拉杆直径*d*0 | 拉杆螺纹公称直径*dn* | *La* | *Lb* | *b* |
| 10 | 10 | 13 | ≥40 | 1.5 |
| 12 | 12 | 16 | ≥50 | 2.0 |
| 16 | 16 | 22 | ≥60 | 2.0 |

（3）拉杆孔设置

由于本拉杆采用的是螺纹拉杆，根据GB151-2014《热交换器》[8]可知，要保证拉杆孔的深度不小于，所以可以设定拉杆孔深度为25mm。

**4.8 膨胀节**

由于壳程温度与管程温度之差大于50℃，故需设置膨胀节。根据GB16749-1997[13]可知当公称压力为0.6MPa，公称直径为1600mm时，选择HFW型（内衬套卧式）波形膨胀节，材料为Q345R。

标记：膨胀节 HFW 1600-0.6-131（Mn）GB16749-1997

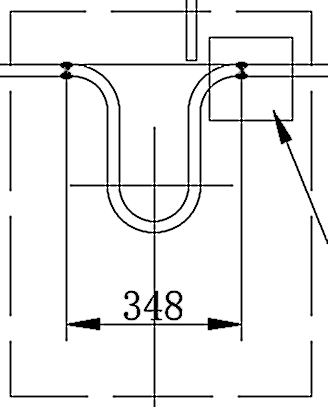


图4-7 HFW（C）型卧式膨胀节

**4.9 法兰选型**

4.9.1 管程接管法兰选型

1）法兰选型

管程流体为氧气，初步选定的流速为。由于氧气在管内的压力差不大，可以认为氧气的出口速度与进口的速度一样，从而方便计算。管程接管选用的20号无缝钢管，设计温度为160℃，设计压力为。根据HG/T 20592-2018[14]，采用钢管制整体法兰(IF)，DN=600，密封面为突面（RF）。材料选择为345R。

法兰标记：HG/T 20592 法兰 IF600-6 RF 10

管程接管的法兰具体的参数和尺寸见下表。

表4-12管程法兰尺寸

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 公称尺寸  *DN* | 连接尺寸 | | | | | 法兰  厚度  *C* |
| 法兰  外径  *D* | 螺栓孔中  心圆直径  *K* | 螺栓孔  直径  *L* | 螺栓孔  数量  *m*（个） | 螺栓  *Th* |
| 600 | 755 | 810 | 26 | 20 | M24 | 30 |

2）垫片选择

选择垫片为非金属软垫片，材料为石棉橡胶板，公称直径为600mm，公称压力为0.6MPa。

标记：HG-T 20606 垫片 RF 600-6 XB450

具体形式如下图4-8[12]，垫片的具体尺寸如下表4-13所示：

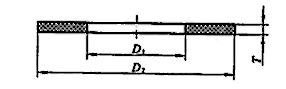


图4-8非金属软垫片的结构形式[12]

表4-13非金属软垫片尺寸

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 公称直径  *DN*,mm | 公称压力  PN,MPa | 垫片内径  ,mm | 垫片外径  ,mm | 垫片厚度  T,mm | 包边宽度  b,mm |
| 600 | 0.6 | 644 | 604 | 3 | 3 |

3）紧固件选择

根据HG/T20613—2009[15]可知，选用六角头螺栓，其端部采用倒角端，性能等级为A2-70，其具体形式如下图4-9[15]，具体尺寸如下表4-14。

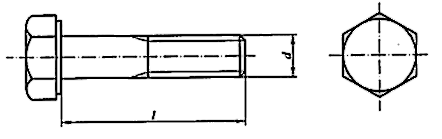


图4-9六角头螺栓形式[15]

表4-14六角头螺栓尺寸

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 公称直径  DN,mm | 螺纹 | 数量  N（个） | 六角头螺栓与螺柱 | | | |
| （mm） | 质量（kg） | （mm） | 质量（kg） |
| 600 | M20 | 12 | 80 | 282 | 110 | 264 |

螺母选择与六角头螺栓配合使用的Ⅱ型六角螺母，其厚度L=d=22mm。螺母材料选择为35CrMo，具体形式如下图4-10[15]。

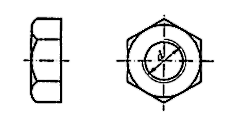


图4-10螺母形式[15]

4.9.2 壳程接管法兰选型

1）法兰选型

壳程流体为水，初步选定的流速为。由于水在管内的压力差不大，可以认为水的出口速度与进口的速度一样，从而方便计算。壳程接管选用的20号无缝钢管，设计温度为60℃，设计压力为。根据HG-T 20592-2018[14]，采用钢管制整体法兰(IF)，DN=250，密封面为突面（RF）。材料选择为20号钢。

法兰标记：HG/T 20592 法兰 IF250-6 RF 20

具体参数和尺寸见下表。

表4-15壳程法兰尺寸

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 公称尺寸  DN | 连接尺寸 | | | | | 法兰  厚度  C |
| 法兰  外径  D | 螺栓孔中  心圆直径  K | 螺栓孔  直径  L | 螺栓孔  数量  m（个） | 螺栓  Th |
| 250 | 375 | 336 | 18 | 12 | M16 | 22 |

2）垫片选择

选择垫片为非金属软垫片，材料为石棉橡胶板，公称直径为250mm，公称压力为0.6MPa，

标记：HG-T 20606 垫片 RF 250-6 XB450

垫片的具体尺寸如下表4-16所示：

表4-16非金属软垫片尺寸

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 公称直径  DN,mm | 公称压力  PN,MPa | 垫片内径  ,mm | 垫片外径  ,mm | 垫片厚度  T,mm | 包边宽度  b,mm |
| 250 | 0.6 | 339 | 303 | 1.5 | 3 |

3）紧固件选择（与管程相同）

4.9.3 排气（液）接管法兰选型

1）法兰选型

在壳程的最高点设置排气接管，在壳程最低点设置排液接管。根据GB8163-87[10]中标准选用输送流体用无缝钢管规格，的20号无缝钢管。根据HG-T 20592-2018[14]，采用钢管制整体法兰(IF)，密封面为突面（RF）。材料选择为20号钢。

法兰标记：HG/T 20592 法兰 IF20-6 RF20

具体参数和尺寸见下表：

表4-17接管法兰尺寸

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 公称尺寸  DN | 连接尺寸 | | | | | 法兰  厚度  C |
| 法兰  外径  D | 螺栓孔中  心圆直径  K | 螺栓孔  直径  L | 螺栓孔  数量  m（个） | 螺栓  Th |
| 20 | 90 | 65 | 11 | 4 | M10 | 14 |

2）垫片选择

选择垫片为非金属软垫片，材料为石棉橡胶板，公称直径为20mm，公称压力为0.6MPa，

标记：HG-T 20606 垫片 RF 20-6 XB450

3）紧固件选择（同上）

4.9.4 管箱法兰、筒体法兰选型

1）法兰选择

本换热器的工程压力在0.25MPa~4.0MPa，工作温度在-20℃~350℃，故根据NB/T47021-2012[16]可以采用乙型平焊法兰，采用凹凸密封面，材料选择为Q345R，法兰凸面质量为373.9kg，法兰凹面质量为370.0kg，凸环质量为15.6kg，凹环质量为11.7kg，凹面设定在管箱的法兰，凸面设定在筒体的法兰。管箱和筒体的法兰的尺寸见下表4-18所示：

表4-18 DN1600乙型平焊法兰尺寸

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 公称直径DN（mm） | 法兰（mm） | | | | | | | 螺柱 | |
| D |  |  |  |  |  | d | 规格 | 数量 |
| PN=0.6MPa | | | | | | | | | |
| 1600 | 1760 | 1715 | 1676 | 1656 | 1653 | 76 | 27 | M24 | 44 |

2）垫片选择

选择垫片为非金属软垫片，材料为石棉橡胶板，公称直径为1600mm，公称压力为0.6MPa。

标记：垫片 1600-0.6 XB450 NB/T47024-2012

垫片的具体尺寸如下表4-19所示

表4-19非金属软垫片的尺寸

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| 公称直径DN,mm | 公称压力PN,MPa | D | d |
| 1600 | 0.6 | 1655 | 1605 |

表4-20 M20螺柱尺寸

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| d |  | C | r |
| M20 | 50 | 2.5 | 8 |
| M24 | 60 | 3 | 8 |
| M27 | 70 | 3 | 8 |

3）紧固件选择

根据NB/T47027-2012[17]选用A型螺柱，材料选择为20号钢，室温下的螺栓许用应力，其具体尺寸如上表4-20，

螺母材料选择为20号钢，形式和尺寸由下表4-21确定。

表4-21 M20螺母尺寸

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *d* | *da* | | *dn* | *e* | *m* | | *m’* | s | |
| max | min | min | min | max | min | min | max | min |
| M20 | 21.6 | 20 | 30.5 | 36.96 | 20.4 | 19.1 | 13.9 | 34 | 33 |
| M24 | 25.9 | 24 | 37.5 | 44.8 | 24.4 | 23.1 | 18.5 | 41 | 40 |

**4.10 管板计算**

4.10.1 管板连接方式

管板是固定管板式换热器的关键零件之一，为了满足设计的需要，管板的设计过程不但要满足压力强度的要求还要使其结构合理，从而使换热器正常工作。由于本换热器为固定管板式换热器，则采用e型连接方式，用螺柱、垫片与管箱连接。对于管板的材料选择和壳体的材料相同为Q345R。

4.10.2 管板计算

1. 确定换热管的排列、尺寸和其他换热器零件的参数

换热器的内直径；

壳程壁厚；

管箱壁厚；

管箱法兰外径；

管箱法兰厚度；

换热管；

换热管根数；

换热管中心距；

换热管伸出管板的长度；

先确定管板的名义厚度为，而且已知了换热管的选取长度为6000mm，可以求得换热管的有效长度为

 （4-29）

换热管受压失稳当量长度；

膨胀节波峰内径，查表得膨胀节刚度。

（2）确定*a、A、、、、、、Q、、、、、、、、*

单个换热管的面积：  
 （4-30）

壳程直径的截面：

（4-31）



开孔之后的面积：

 （4-32）

壳程壁面的截面积：  
 （4-33）

根据GB150.2-2011[12]管束材料为20号钢在设计温度下的的弹性模量，壳程圆筒材料Q345R在设计温度下的弹性模量。

参数：  
 （4-34）

系数：  
  （4-35）

对于换热管，它的管束模数为：  
 （4-36）

管束和其圆筒的刚度比，当没有膨胀节的时候：  
 （4-37）

管束和其圆筒的刚度比，当有膨胀节的时候：  
 （4-38）

参数：  
 （4-39）

 （4-40）  
 （4-41）

计算管子回转半径：

（4-42）

计算管子稳定需用应力：

已知换热管受压失稳当量长度，管子材料为20号刚的屈服应力。

则系数：

 （4-43）

 （4-44）

因此  
 （4-45）

管板布管区的当量面积：

查GB/T151-2014《热交换器》[8]得，取沿隔板一侧的排管根数为根。

根据之前确定的管束摆列布局方式为正三角形布局，每根管的中心距是，而对于管板上隔板两侧的换热管的中心距为，如下图3-17所示，可以算得在管板分程处的面积：

（4-46）

管板布管面积：

（4-47）

在管板上关于换热管的当量直径：  
  （4-48）

管板布管区的当量直径与壳程圆筒内径之比：

 （4-49）

（3）对于其延长部分兼作法兰的管板，计算，确定，先确定计算压力取为。

根据GB/T151-2014《热交换器》[8]可知，

管板延长部分形成的凸缘宽度为：

 （4-50）

接触垫片圆弧的宽度：

 （4-51）

对于密封垫片宽度的大小：

 （4-52）

由于，则其有效的密封宽度

在其载荷压作用下的中心圆直径

查得GB150.3-2011[12]中表7—4，在其载荷压作用下的中心圆力矩为

 （4-53）

查得GB150.3-2011[12]中表7—2，参数为m=2.0，其比压降为y=11MPa

当密封垫片预紧时载荷大小：

 （4-54）

当密封垫片在工作时载荷大小：

 （4-55）

螺柱应力在预紧时的所需的最小值：

 （4-56）

螺柱应力在工作时的所需的最小值：

 （4-57）

螺栓在常温情况下的许用应力，在60时，螺柱面积在预紧时的所需的最小值：

 （4-58）

螺柱面积在工作时的所需的最小值：

 （4-59）

对于M24螺栓的根径

 （4-60）

由于，因此螺栓的强度满足，则需要的螺柱面积：

基本法兰力矩：

由于采用乙型平焊法兰，根据下表4-22可知，，。

表4-22 法兰结构尺寸

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| 螺栓公称直径 |  |  |  |
| 22 | 26 | 24 | 52 |
| 24 | 27 | 26 | 56 |

按整体法兰计算，查GB 150-2011《压力容器》[12]表7-4得

螺柱的中心线作用到的二次应力中的径向长度：

 （4-61）

螺柱的中心线作用到的二次应力中的径向长度：

 （4-62）

内部载荷作用于法兰内直径横截面处的纵向应力：

 （4-63）

由于内部载荷产生的总的纵向应力*F*和*FD*的差值大小：

（4-64）

计算法兰上垫片的载荷压力下的力：

 （4-65）

法兰的力矩：

 （4-66）

（4）现初步设管板的计算厚度，求出、、K、k、、、C’、、、、、、

管箱中分程隔板的开槽深度5mm；

管板位于壳程侧的开槽深度3mm；

管板的名义厚度；

管板的计算厚度；

对于其伸出部分兼作法兰的厚度：

**

由 GB 150-2011《压力容器》[12]得，管板材料为Q345R的管板硬度削弱参数，弹性模量，则管束需要加强的参数：

 （4-67）

四周围不布置换热管的面积处管板的无量纲宽度：

 （4-68）

壳程的参数：

 （4-69）

管箱的参数：

 （4-70）

参数：

 （4-71）

 （4-72）

 （4-73）

 （4-74）

由GB 150-2011《压力容器》[12]表B.13得，壳体法兰材料为Q345R在60℃时的弹性模量，壳体在34℃时的弹性模量为

（4-75）

查GB 150-2011《压力容器》[12]表B.13得，管箱法兰材料在160℃下的弹性模量，短节圆筒在160℃下的弹性模量为。

管箱法兰旋转刚度为：

 （4-76）

那么管板外缘的旋转刚度为，选择的是e型连接，

它的无量纲参数为：

 （4-77）

（5）计算管板的第一弯矩参数和参数，得出参数

查GB/T151-2014《热交换器》[8]图7-12得第一弯矩参数，图7-13得到参数

参数：

 （4-78）

（6）管板第二弯矩参数*m2*

根据 GB/T151- 2014[8]中的图7-14（a）和K与Q的取值可以计算出第二弯矩参数。

（7）计算管板其伸出部分兼作法兰的、、值

根据GB/T151-2014热交换器[8]中的图7-15和K与Q的取值可以计算出

计算

 （4-79）

根据算出的值的大小，确定出法兰力矩折减参数：

 （4-80）

根据算出的法兰力矩折减参数值的大小确定管板边缘力矩变化参数：

 （4-81）

最后，可以算出法兰力矩的变化参数：

 （4-82）

（8）计算管束和壳程圆筒的热膨胀变形差和系数

冷却器的制作环境温度为，换热管的平均温度，圆筒材料的温度，根据上述材料的平均温度选定换热管的热膨胀参数，而由圆筒材料Q345R选定的平均膨胀参数

 （4-83）

系数：





 （4-84）





**4.11 管板校核**

管板的校核根据国标中的叙述一般要计算出不同六种的状况下的应力情况并进行校核判断是否合格。

①只有壳程的设计压力，管程的设计压力，不计入膨胀变形差，

1）确定、、、、、、

之前确定的参数

那么，该工况下的综合压强：

（4-85）

该工况下的有效压强：

（4-86）

边缘效应下压强：

（4-87）

边缘效应下压强混合参数：

 （4-88）

法兰的基本力矩参数：

（4-89）

管板周边力矩参数：

（4-90）

2）确定*，m*

管板周边的剪切参数：

 （4-91）

管板周边的弯矩参数：

 （4-92）

3）计算

（4-93）

径向弯矩系数：

 （4-94）

因为K>6，，查GB/T151-2014《热交换器》[8]图7-16得分布着换热管的区域内最大径向弯矩参数

当时，

 （4-95）

所以由上可知，

4）确定

布置换热管的区域内最大径向弯矩参数：

 （4-96）

5）确定以下的载荷参数、、、、、*q*

管板的径向载荷参数：

 （4-97）

管板最大径向载荷：

（4-98）

管板布置换热管的区域周围的剪切载荷参数：

 （4-99）

管板布置换热管的区域剪切载荷：

（4-100）



壳程圆筒轴向载荷：

（4-101）



管束的轴向载荷：

（4-102）



换热管与管板焊接时的焊脚高度为，换热管与管板连接的拉脱载荷大小：

 （4-103）



其余五种状况下的应力校核情况同上，六种工况下校核完全通过，故管板的设计合理。

**4.11 接管位置**

（1）壳程的接管位置

壳程的接管位置的最小尺寸根据下式计算

 （4-104）

其中——壳程接管的外径，mm；

*b*——管板的厚度，由之前的管板计算部分可知为65mm；

*C*——管板与壳体连接的焊缝和补强圈周边的边缘的长度，根据要求可

知，确保，其中*S*是壳体的名义厚度，并且要保证。本冷却器的设计中壳体的厚度为14mm，因此可以取。

那么，由上式可知



则取壳程的接管位置，具体实际接管位置形式如下图4-11。

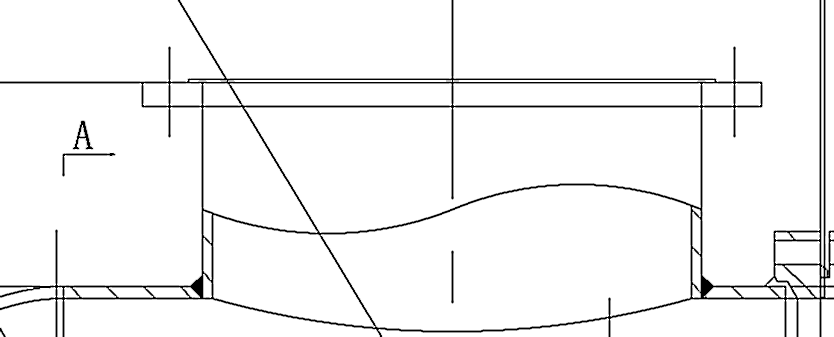


图4-11壳程接管位置

（2）管程接管位置

管程的接管位置的最小尺寸根据下式计算

 （4-105）

其中*dH*——壳程接管的外径，mm；

*hf*——法兰的高度，由之前的法兰选型可知为55mm；

*C*——补强圈外边缘到管板与壳体连接焊缝之间的距离，在实际计算中，确保，其中*S*是壳体的名义厚度，并且要保证。本冷却器的设计中壳体的厚度为14mm，因此可以取 。

那么，由上式可知



则取管程的接管位置。

**4.12 支座的设计和选型**

（1）支座设计

由于本冷却采用的卧式，所以使用鞍式支座。鞍式支座的设计条件为：1）设计温度：200℃；2）地震设防的烈度：8度（Ⅱ类场地土）。

（2）支座反力计算

管板的质量*m*1

管板材料为Q345R，密度

 （4-106）

圆筒质量*m*2

 （4-107）

封头质量

 （4-108）

换热管质量

根据GB/T151-2014《热交换器》[8]表G.2查得单位长度的换热管质量为1.387kg/m，则其质量为

其他附件质量（包括接管，法兰等）取总质量的15%，则

（4-109）

管箱的容积：

 （4-110）

壳体的容积：

 （4-111）

封头的容积：

因此，总的换热器体积

（4-112）



进行鞍座在水压试验时所受的支座反力，水压试验时的充液质量为：

 （4-113）

则水压试验时的总质量为

（4-114）

水压试验时的支座反力为：

 （4-115）

（3）支座选型

已知水压试验的支座反力为，选取公称直径为*DN*1600的换热器选择150°包角的重型带垫板的鞍式支座，筋板数量为4个。据GB/T151-2014《热交换器》[8]中的6.16，由于换热器公称长度等于7800mm,所以*LB*取0.5倍的公称长度。鞍座间距为。根据具体的换热器设计，由于壳程的接管在右下角，为了避免鞍座设计的离接管很近，故稍微调整鞍座的位置，使得左边鞍座距离中心线距离为2100mm，右边鞍座距离中心线的距离为1800mm。鞍式支座的材料选择Q235A，垫板材料选择与筒体的材料相同，故选用Q345R。

标记：JB/T4712.1-2007 支座 BⅡ 1600-F

其具体尺寸如下表4-23,示意图如下图4-12。

表4-23 重型鞍式支座尺寸

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 公称直径D,DN | 允许载荷Q,KN | 鞍座高度h,mm | 腹板 | 垫板 | | | | 增100mm高度增加的质量,kg |
| 1600 | 830 | 250 |  | 弧长 |  |  | e | 19 |
| 12 | 2290 | 430 | 10 | 90 |
| 底板 | | | 筋板 | | | 螺栓间距 | | 鞍座质量,kg |
|  |  |  |  |  |  |  |  | 196 |
| 1380 | 200 | 16 | 335 | 170 | 230 | 12 | 960 |

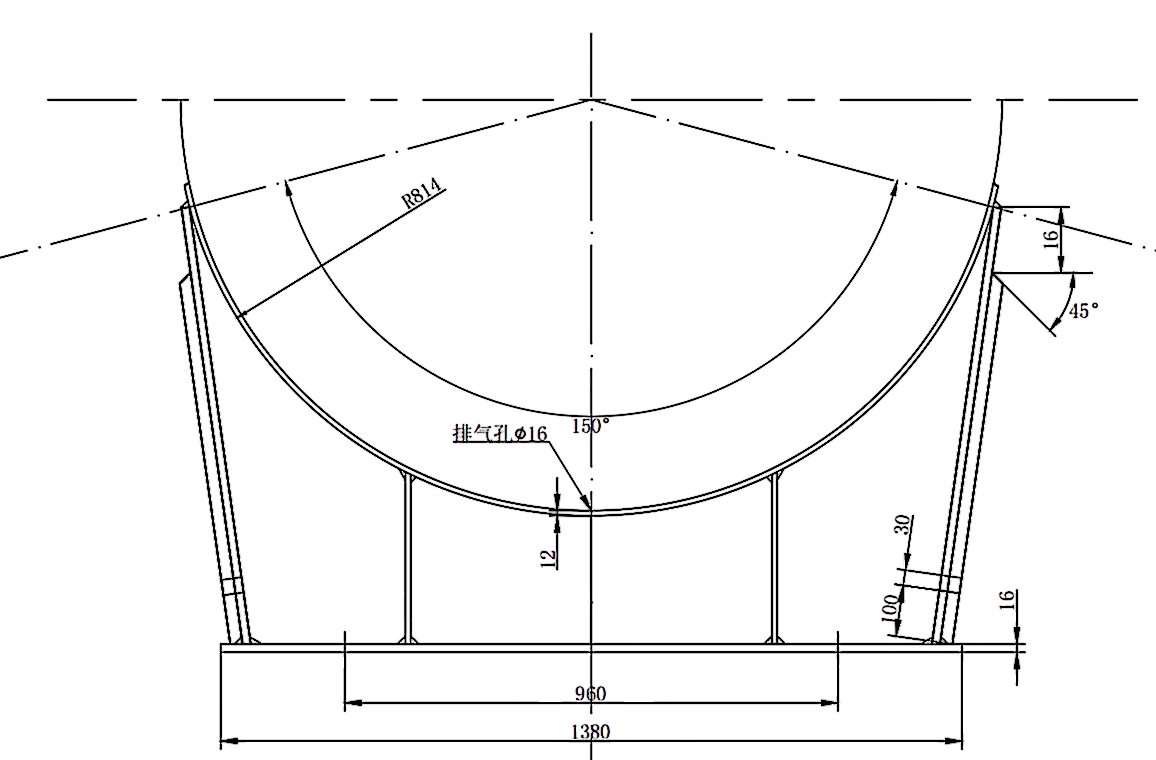


图4-12重型鞍式支座结构

**第五章 结论**

氧气冷却器作为医疗、化工等行业中需要用到的重要设备，其冷却效率高，能耗低；工作过程中所需燃料为气体与液体，其节约能源、环保便捷等优点都是不可替代的。

本文研究的是氧气冷却器的设计，先是对其背景和发展近况进行了解，进而进行设计参数的确定及工艺选型。完成了对热量、阻力等方面的校核，然后计算壳体和管箱的厚度，并对需要补强的地方进行设计。在工艺计算完毕后，选择合适的零部件，计算管板且进行校核。最后对支座的型式进行选择。在绘制氧气冷却器的装配图及零件图时，不断学习增进运用AutoCAD的能力。

**致 谢**

“长亭外，古道边，芳草碧连天。”

在学校的时光总是过的如同白驹过隙，恍惚间我仿佛仍是当年那个提着大包小包在校园里迷着路的女孩。还有一个多月就要毕业了，在这里有欢笑也有感动，我想从踏入校门的那一刻起，我与安徽建筑大学的缘分，就此联系在了一起。

这一路上遇到了许多人，一起上下课的同学，教导有方的老师，乐观直爽的室友，他们都给了我很多帮助，在我状态低落的时候给予我支持。我特别想感谢我的指导老师张舒老师，感谢她在毕业设计选题的时候通过了我的申请，让我有机会加入这组大家庭。在张舒老师的带领下，这一组毕业设计的氛围特别好，大家会积极讨论难题，互相交流感想，每当我在设计过程中遇到困难的时候，张舒老师总是会以最大的努力来帮助我，给我提建议，让我的论文更加完善。在她的身上我看到了对过程装备与控制工程这个专业的热情乐观，对待设计数据的严谨求真，她的优秀品质感染了我，不仅在学术上，还是我人生路上的明灯，指引我成为更好的自己。“玉壶存冰心，朱笔写师魂。”

梧桐叶上三更雨，声声是别离。感谢在学校里和生活中遇到的朋友们，感谢你们给我的帮助和陪伴，愿前程似锦，来日可期。在毕业设计即将结束的尾声里，我还要感谢机电学院给我的支持，来是机电人，就一直是机电的一份子。

相逢又告别，归帆又离岸，愿又是一年万木葱茏时，你我都是最好的样子。

**参 考 文 献**

1. XudongZhao, YaxuanXiong, YanbingSun. Feasibility analysis for a novel dew point air cooler applied in warm and humid climate: a case study in Beijing[J]. Energy Procedia. 2019. 158: 2126-2131.
2. KevinFance, PengXu, XiaoliMa, XudongZhao. Experimental investigation of a super performance dew point air cooler[J]. [Applied Energy](https://www.sciencedirect.com/science/journal/03062619" \o "Go to Applied Energy on ScienceDirect). 2017. 203(1): 761-777.
3. DemisPandelidis, AleksandraCicho, AnnaPaca, SergeyAnisimo. Performance comparison between counter- and cross-flow indirect evaporative coolers for heat recovery in air conditioning systems in the presence of condensation in the product air channels.[J].[International Journal of Heat and Mass Transfer](https://www.sciencedirect.com/science/journal/00179310" \o "Go to International Journal of Heat and Mass Transfer on ScienceDirect). 2019. 130: 757-777.
4. [K. S. Prabhakaran](https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0141933119303357" \l "!)[K. Visagavel](https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0141933119303357" \l "!). Performance improvement of solar powered evaporative cooler using versatile ecological balanced control technique[J]. Energy. 2020. 72: 1-5.
5. Federico Lozano, Santamaria. Optimal operation and cleaning scheduling of air coolers in concentrated solar plants[J]. Energy. 2021. 150: 3-9.
6. Xiao-XiaoTian, SamiraPourhedaya. Proposing tube-bundle arrangement of tubular thermoelectric module as a novel air cooler[J]. Energy. 2020. 208: 118-147.
7. 郑津洋等，过程设备设计（第四版）[M]，北京：化学工业出版社，2017.
8. GB/T151-2014热交换器[S]，中国国家标准化管理委员会.
9. 付家新等，化工原理课程设计（第二版）[M]，北京：化学工业出版社，2016.
10. GB/T8163-2018输送流体用无缝钢管[S]，中国国家标准化管理委员会.
11. JB/T 4736补强圈钢制压力容器用封头[S]，国家经济贸易委员会.
12. GB/T150-2011压力容器[S]，中国国家标准化管理委员会.
13. GB/T16749-2018压力容器波形膨胀节[S]，中国国家标准化管理委员会.
14. HG/T 20592-2018钢制管法兰[S]，中华人民共和国工业和信息化部.
15. HG/T20613钢制管法兰用紧固件[S]，中华人民共和国工业和信息化部.
16. NB/T47027-2012压力容器法兰用紧固件[S]，国家能源局.